

GER 2000-11-30 3826982 **Hilfslenkssystem interconnected with one anti obstruction control system to the application in motor vehicles**

INVENTOR(S)- Haseda, Satoshi, Okazaki Aichi JP
INVENTOR(S)- Hiraiwa, Shinji, Okazaki Aichi JP
INVENTOR(S)- Majima, Youzou, Kariya Aichi JP
INVENTOR(S)- Murakami, Fumiaki, Kariya Aichi JP
INVENTOR(S)- Kuroyanagi, Masatoshi, Kariya Aichi JP
INVENTOR(S)- Murakawa, Takaji, Kariya Aichi JP

APPLICANT(S)- Denso Corp., Kariya Aichi JP

PATENT NUMBER- 03826982/DE-C2

PATENT APPLICATION NUMBER- 03826982

DATE FILED- 1988-08-09

DOCUMENT TYPE- C2, PATENT SPECIFICATION (SECOND PUBL.)

PUBLICATION DATE- 2000-11-30

INTERNATIONAL PATENT CLASS- B60T00832; B62D00600; B60T00800B10G;

B60T00800; B62D00600; B62D00604

PATENT APPLICATION PRIORITY- 20030587, A; 22699187, A; 29032387, A; 33103387, A

PRIORITY COUNTRY CODE- JP, Japan; JP, Japan; JP, Japan; JP, Japan

PRIORITY DATE- 1987-08-10; 1987-09-10; 1987-11-17; 1987-12-26

FILING LANGUAGE- German

LANGUAGE- German NDN- 203-2257-6804-3

Control system to the application in a motor vehicle with two pairs of left and right wheels, with: a brake tax appliance to the sovereign duty of BremsdroOcken at least for one pair of a left and right wheel, with what the brake tax appliance shows; a brake activity equipment for putting in of BremsdroOcken, that is found on the pair of the left and right wheel in answer to brake tax signals; a Radsensoreinrichtung (10a-10d) to grasping of rotatory speeds of the pair of the left and right wheel and generating of signals, that declare the grasped speeds from this; one debit brake printing regulation to deciding of SollbremsdroOcken for the pair of the left and right wheel on the basis of the rotatory speed signals of the Radsensoreinrichtung; and a brake printed tax equipment for spending the brake tax signals to the brake activity equipment on the basis of this of her/it debit brake printing regulation acquired SollbremsdroOcke (Py); and with what a Lenksteuervorrichtung the Lenkwinkel of a certain pair of the left and right wheel in connection with the brake control, which is executed by the brake tax appliance, steers woveah the Lenksteuervorrichtung shows: a Lenkbetoatigungseinrichtung (12) to putting in a Lenkwinkels of the certain pair of the left and right wheel in answer on Lenksteuersignale; and a Lenkwinkelsteuereinrichtung to the regulation of the Lenkwinkels of the certain pair of the left and right wheel on the basis of this with the brake control, which is executed by the brake tax appliance, would use BremsdroOcke and to the edition of the Lenksteuersignale, which declare the certain Lenkwinkel to the Lenkbetoatigungseinrichtung, through what a greed moment is canceled, which is formed by the BremsdroOcke found on the pair of the left and right wheel.

BEST AVAILABLE COPY

EXEMPLARY CLAIM 1. Control system to the application in a motor vehicle with two pairs of left and right wheels, with a brake tax appliance to the sovereign duty of BremsdroOcken at least for one pair of a left and right wheel, with what of werden; eine Radsensoreinrichtung (10 a-10 d) the brake tax appliance of aufweist: eine brake activity equipment to putting in from BremsdroOcken, that found on the pair of the left and right wheel in answer to brake tax signals, to grasping from rotatory speeds of the pair of the left and right wheel and generating of signals, that from this the grasped speeds angeben; eine debit brake printing regulation to deciding of SollbremsdroOcken for the pair of the left and right wheel on the basis of the rotatory speed signals of the Radsensoreinrichtung; und eine brake printed tax equipment for spending the brake tax signals to the brake activity equipment on the basis of this of her/it debit brake printing regulation acquired SollbremsdroOcke (Py); und wobei a Lenksteuervorrichtung the Lenkwinkel of a certain pair of the left and right wheel in connection with the brake control, which is executed by the brake tax appliance, steers with what the Lenksteuervorrichtung of aufweist: eine Lenkbetoatigungseinrichtung (12) to putting in a Lenkwinkels of the certain pair of the left and right wheel in answer on Lenksteuersignale; und eine Lenkwinkelsteuereinrichtung to the regulation of the Lenkwinkels of the certain pair of the left and right wheel on the basis of this with the brake control, which is executed by the brake tax appliance, would use BremsdroOcke and to the edition of the Lenksteuersignale, which declare the certain Lenkwinkel to the Lenkbetoatigungseinrichtung, through what a greed moment is canceled, which is formed by the BremsdroOcke found on the pair of the left and right wheel. 2. Control system after claim 1, marked those of the brake printed sensor equipment through a brake printed sensor equipment (8 a-8 d) to grasping of the BremsdroOcke

NO-DESCRIPTORS



DEUTSCHES
PATENTAMT

Offenlegungsschrift
DE 3826982 A1

Int. Cl. 4:
B62D 6/00
B 60 T 8/32

21 Aktenzeichen: P 38 26 982.1
22 Anmeldetag: 9. 8. 88
23 Offenlegungstag: 23. 2. 89

Behördenzitat.

DE 3826982 A1

30 Unionspriorität: 20 23 31
10.08.87 JP P 62-200305 10.08.87 JP P 62-226991
17.11.87 JP P 62-290323 26.12.87 JP P 62-331033

71 Anmelder:
Nippondenso Co., Ltd., Kariya, Aichi, JP

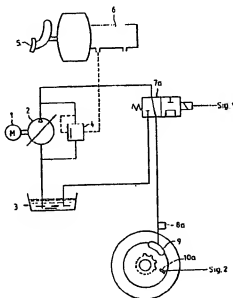
72 Vertreter:
Kuhnen, R., Dipl.-Ing.; Wacker, P., Dipl.-Ing.
Dipl.-Wirtsch.-Ing.; Füllmüller, P., Dipl.-Chem.
Dr.rer.nat., Pat.-Anwälte; Hübner, H., Dipl.-Ing.,
Rechtsanw.; Brandl, F., Dipl.-Phys., Pat.-Anw., 8050
Freising

73 Erfinder:
Haseda, Satoshi; Hiraiwa, Shinji; Okazaki, Aichi, JP;
Majima, Youzou; Murakami, Fumiaki; Kuroyanagi,
Masatoshi; Murakawa, Takaji; Kariya, Aichi, JP

54 Hilfslenksystem verbunden mit einem Antiblockiersteuersystem zur Verwendung in Kraftfahrzeugen

Ein Hilfslenksystem steht in Verbindung mit einem Antiblockiersteuersystem für die Verwendung in einem Kraftfahrzeug und weist zwei Paare von linken und rechten Rädern auf. Das Antiblockiersteuersystem ist geeignet, unabhängig voneinander Bremskräfte für wenigstens ein Paar eines linken und rechten Rades zu steuern und umfaßt einen Bremsbetätiger zum Einstellen der Bremskräfte, die auf das Paar des linken und rechten Rades aufgebracht werden. Der Bremsbetätiger wird so gesteuert, daß die Bremskräfte hierfür sich den Zielbremskräften annähern, die auf der Basis von Umdrehungsgeschwindigkeiten der Räder bestimmt werden. Die Lenksteuerungsvorrichtung umfaßt eine Lenkbestätigungseinrichtung zum Einstellen von Lenkwinkeln des Paares des linken und rechten Rades in Antwort auf LenksteuerungsSignale von einer Lenkwinkelsteuerereinheit. Die Lenksteuerereinheit bestimmt den Lenkwinkel des Paares des linken und rechten Rades auf der Basis der Differenz zwischen den Bremskräften hierfür und gibt die LenksteuerungsSignale hierzu aus, so daß das Paar des linken und rechten Rades die bestimmten Lenkwinkel annimmt.

FIG. 2



DE 3826982 A1



Patentsprüche

1. Steuerungssystem zur Verwendung in einem Kraftfahrzeug mit zwei Paaren von linken und rechten Rädern, gekennzeichnet durch:
 - a) eine Bremssteuervorrichtung zum unabhängigen Steuern von Bremskräften für wenigstens ein Paar des linken und rechten Rades, wobei die Bremssteuervorrichtung aufweist:
 - i) eine Bremsbetätigungseinrichtung zum Einstellen von Bremskräften, die auf das Paar des linken und rechten Rades in Antwort auf Bremssteuersignale aufgebracht werden;
 - ii) eine Radensoreinrichtung zum Erfassen von Drehgeschwindigkeiten des Paares des linken und rechten Rades und Erzeugen von Signalen, die die erfaßten Geschwindigkeiten hiervon angeben;
 - iii) eine Zielbremskraftbestimmungseinrichtung zum Bestimmen von Zielbremskräften für das Paar des linken und rechten Rades auf der Basis der Drehgeschwindigkeitssignale von der Radensoreinrichtung; und
 - iv) eine Bremskraftsteuereinrichtung zum Ausgeben der Bremssteuersignale zu der Bremsbetätigungseinrichtung, so daß die Bremskräfte für das Paar des linken und rechten Rades die bestimmten Zielbremsdrücke entsprechend annehmen; und
 - b) eine Bremssteuervorrichtung zum Steuern der durch das Paar des linken und rechten Rades in Verbindung mit der Bremssteuerung, welche durch die Bremssteuervorrichtung ausgeführt wird, wobei die Bremssteuervorrichtung umfaßt:
 - i) eine Lenkbetätigungseinrichtung zum Einstellen von Lenkwinkeln des Paares des linken und rechten Rades in Antwort auf Lenksteuersignale; und
 - ii) eine Lenkwinkelsteuereinrichtung zur Bestimmung der Steuerwinkel des Paares des linken und rechten Rades auf der Basis der Bremskräfte für das Paar des linken und rechten Rades und zur Ausgabe der Lenksteuersignale, die die bestimmten Lenkwinkel angeben, zu der Lenkbetätigungseinrichtung, so daß das Paar des linken und rechten Rades die bestimmten Lenkwinkel annimmt.
2. Steuerungssystem nach Anspruch 1, weiterhin gekennzeichnet, durch eine Bremskraftsensoreinrichtung zum Erfassen der auf das Paar des linken und rechten Rades aufgetragenen Kräfte, wobei die Lenkwinkelsteuereinrichtung die Steuerwinkel auf der Basis der Differenz zwischen den Bremskräften des Paares des linken und rechten Rades bestimmt, die von der Bremskraftsensoreinrichtung erfaßt werden.
3. Steuerungssystem nach Anspruch 3, wobei die Lenkwinkelsteuereinrichtung die Lenkwinkel des Paares des linken und rechten Rades auf der Basis der Differenz zwischen den Zielbremskräften bestimmt, die durch die Zielbremskraftbestimmungseinrichtung bestimmt werden.
4. Steuerungssystem nach Anspruch 1, welches weiterhin eine Fahrzeuggeschwindigkeitserfassungseinrichtung zum Erfassen einer Geschwindigkeit des Kraftfahrzeugs aufweist, und wobei die Lenksteuereinrichtung die Steuerwinkel des Paares des linken und rechten Rades auf der Basis der erfaßten Fahrzeuggeschwindigkeit korrigiert.
5. Steuerungssystem nach Anspruch 1, welches weiterhin eine Bremskraftsensoreinrichtung zum Erfassen von auf das Paar des linken und rechten

Rades aufgetragenen Kräften aufweist, und wobei die Lenkwinkelsteuereinrichtung die Steuerwinkel auf der Basis der Differenz zwischen den Bremskräften des Paares des linken und rechten Rades, die durch die Bremskraftsensoreinrichtung erfaßt werden, und der Summe der Bremskräfte hiervon bestimmt.

6. Steuerungssystem nach Anspruch 1, wobei die Lenkwinkelsteuereinrichtung die Lenkwinkel des Paares des linken und rechten Rades auf der Basis der Differenz zwischen den Zielbremskräften, welche durch die Zielbremskraftbestimmungseinrichtung bestimmt werden, und der Summe der Zielbremskräfte hiervon bestimmt.

7. Steuerungssystem nach Anspruch 1, wobei die Lenkwinkelsteuereinrichtung die Bremskräfte, die auf das Paar des linken und rechten Rades aufgebracht werden, auf der Basis der Bremssteuersignale schätzt, die von der Bremskraftsteuereinrichtung ausgegeben werden, und die Lenkwinkel des Paares des linken und rechten Rades auf der Basis der Differenz zwischen den geschätzten Bremskräften bestimmt.

8. Steuerungssystem nach einem der Ansprüche 1 bis 7, wobei die Bremsbetätigungseinrichtung Solenoidventile für die Einstellung der Bremskräfte für das Paar des linken und rechten Rades aufweist, und die Lenkwinkelsteuereinrichtung die hierauf aufgetragenen Bremskräfte auf der Basis der Öffnungszeiten der Solenoidventile schätzt.

Beschreibung

Die vorliegende Erfindung betrifft allgemein ein Hilfslenksystem zum Einstellen des Lenkwinkel der Vorderräder oder Hinterräder eines Kraftfahrzeugs, und genauer solch ein Hilfslenksystem, das in Verbindung mit einem Antiblockiersystem bedienbar ist, welches unabhängig die Bremssteuerung für wenigstens entweder das linke und rechte Vorderrad oder das linke und rechte Hinterrad des Kraftfahrzeugs durchführt.

Antiblockiersysteme sind allgemein bekannt als ein System zum Steuern oder Bremsdrückverändern zu Bremsvorrichtungen der Räder eines Kraftfahrzeugs, um zu verhindern, daß Räder blockieren oder rutschen um zu verhindern, daß die Bremsbetätigung durch den Fahrer in Antwort auf die Bremsbetätigung durch den Fahrer. Ein wichtiges Problem bei Antiblockiersystemen des Typs, bei dem die Bremssteuerelemente unabhängig von den rechten und linken Rädern ausgeführt wird, betrifft die Tatsache, daß die hydraulischen Bremsdrücke für die rechten und linken Räder unterschiedlich voneinander sind aufgrund des Unterschieds zwischen den Reibungskoeffizienten μ der Straßenscheibenflächen, die in Berührung mit den Reibungsflächen der Räder kommen. Dies erzeugt bezüglich des linken Rades ein Giermoment (yawing moment), was Kraftfahrzeugs dazu führt, daß es zur Straßenseite beim Kraftfahrzeug dazu führt, daß es zur Straßenseite der hohen Koeffizienten μ abgelenkt wird. Ein bekannter Ansatz zum Eliminieren dieses Problems, wie er in der JP-OS 58-164 460 beschrieben ist, ist, daß zur Verhinderung der Erzeugung des Giermoments der Bremsdruck für das Rad auf der Straßenseite mit hohem μ gemäß dem Bremsdruck für das Rad auf der Straßenseite mit geringem μ gesteuert wird. Dieser Ansatz erzeugt jedoch eine Verschlechterung der Antiblockierfunktion und verlängert demzufolge die Bremswege des Kraftfahrzeugs. Ein anderer Ansatz, wie er in der JP-OS 60-161 256 beschrieben ist, ist eine

Hilfslenkkontrolle der Räder auf der Basis der Erfassung der seitlichen Beschleunigung oder Gierrate des Kraftfahrzeugs durchzuführen. Dies ergibt jedoch gleichermaßen ein Problem, das mit einem solchen Versuch entsteht, daß spezielle Sensoren erforderlich sind, um die seitliche Beschleunigung oder Gierrate zu erfassen und weiterhin ist es nicht effizient, die Hilfslenksteuerung nach ihrer Erfassung durchzuführen, weil in der Praxis damit eine Verzögerung der Durchführung der Lenksteuerung einhergeht.

Es ist deshalb Aufgabe der vorliegenden Erfindung, ein Hilfslenksteuerungssystem zu schaffen, welches in der Lage ist, die Radlenkung geeignet und wirksam zu steuern in Antwort auf eine schnelle Bremsbedienung unter der Bedingung, daß das Kraftfahrzeug auf einer Straße mit unterschiedlichen Reibungskoeffizienten bezüglich der rechten und linken Räder fährt.

Ein Merkmal der vorliegenden Erfindung ist das Bestimmen der Lenkwinkel wenigstens eines Paares eines linken und rechten Rades eines Kraftfahrzeugs auf der Basis der Information, die die Bremskräfte aufgrund der Antiblockiersteuerung hierfür betrifft.

Somit weist ein Steuerungssystem zur Verwendung in einem Kraftfahrzeug gemäß der vorliegenden Erfindung eine Lenksteuerungsvorrichtung zur Steuerung der Lenkwinkel von wenigstens einem Paar eines linken und rechten Rades in Verbindung mit der Bremssteuerung auf, die durch eine Antiblockiersteuerungsvorrichtung durchgeführt wird, zur unabhängigen Steuerung der Bremskräfte für das Paar des linken und rechten Rades. Die Antiblockiersteuerungsvorrichtung umfaßt eine Bremsbetätigungseinrichtung zum Einstellen der auf das Paar des linken und rechten Rades aufzubringenden Bremskräfte und RadSENSOREINRICHTUNGEN zum Erfassen von Umdrehungsgeschwindigkeiten des Paares des linken und rechten Rades, um Zielbremskräfte für das Paar des linken und rechten Rades der Basis der erfaßten Drehgeschwindigkeitssignale zu bestimmen, und zu verursachen, daß die Bremskräfte für das Paar des linken und rechten Rades die entsprechenden bestimmten Zielbremsdrücke annimmt. Die Lenksteuerungsvorrichtung bestimmt die Lenkwinkel des Paares des linken und rechten Rades auf der Basis der Information, die die Bremskräfte hierfür betrifft und steuert eine Lenkbetätigungseinrichtung, so daß das Paar des linken und rechten Rades die bestimmten Lenkwinkel annimmt.

Vorzugsweise weist das Steuerungssystem weiterhin eine Bremskraftsensoreinrichtung auf zum Erfassen von auf das Paar des linken und rechten Rades aufgebrachten Bremskräften, und die Lenksteuerungseinrichtung bestimmt die Lenkwinkel hiervon auf der Basis der Differenz zwischen den Bremskräften, die durch die Bremskraftsensoreinrichtung erfaßt wurden. Es ist ebenso möglich, daß die Lenksteuerungseinrichtung die Lenkwinkel des Paares des linken und rechten Rades auf der Basis der Differenz zwischen den Zielbremsdrücken bestimmt, die in der Antiblockiersteuerung bestimmt wurden.

Weiterhin umfaßt das Steuerungssystem vorteilhafterweise eine Fahrzeuggeschwindigkeitserfassungseinrichtung zum Erfassen einer Kraftfahrzeuggeschwindigkeit und die Lenksteuerungseinrichtung korrigiert die Lenkwinkel hiervon auf der Grundlage der erfaßten Fahrzeuggeschwindigkeit.

Vorteilhafte Weiterbildungen der Erfindung ergeben sich aus den Unteransprüchen.

Weitere Einzelheiten, Merkmale und Vorteile der

vorliegenden Erfindung ergeben sich aus der nachfolgenden Beschreibung unter Bezugnahme auf die Zeichnung. Es zeigt

Fig. 1 ein Blockdiagramm, das prinzipiell die gesamte Anordnung einer elektronischen Steuereinheit zeigt, die in einem Steuerungssystem gemäß der vorliegenden Erfindung verwendet wird;

Fig. 2 eine Darstellung eines hydraulischen Bremsdrucksteuerungsapparates zur Antiblockiersteuerung;

Fig. 3 ein Flußdiagramm zur Beschreibung der Antiblockiersteuerung, die für jedes der Räder durchgeführt wird;

Fig. 4 eine grafische Darstellung, die dazu verwendet wird, die Ziellrate (duty ratio) zu bestimmen, die der hydraulischen Bremsdrucksteuerungsvorrichtung zugeführt werden soll;

Fig. 5 die Anordnung einer Radlenksteuerungsvorrichtung;

Fig. 6 ein Flußdiagramm, das die Vorgänge der Radlenksteuerung zeigt;

Fig. 7 ein Flußdiagramm zur Beschreibung des Details eines Schrittes des Flußdiagramms gemäß Fig. 6;

Fig. 8A eine grafische Darstellung zur Beschreibung der Beziehung zwischen dem Basishinterradlenkwinkel und der Bremsdruckdifferenz zwischen einem Paar von linken und rechten Rädern;

Fig. 8B eine grafische Darstellung zur Beschreibung der Beziehung zwischen dem Korrekturkoeffizienten des Basishinterradlenkwinkels und der Fahrzeuggeschwindigkeit;

Fig. 8C eine grafische Darstellung zur Beschreibung der Beziehung zwischen dem Korrekturkoeffizienten des Hinterradlenkwinkels und der Bremskraftdifferenz;

Fig. 9 ein Flußdiagramm, das das Detail eines anderen Schrittes des Flußdiagramms gemäß Fig. 6 zeigt;

Fig. 10 ein grafisches Diagramm, das die Beziehung zwischen der Lenkwinkelrate der Vorder- und Hinterräder und der Fahrzeuggeschwindigkeit zeigt;

Fig. 11 ein Flußdiagramm, das die Bremssteuerung zeigt;

Fig. 12 eine grafische Darstellung zur Beschreibung des hydraulischen Drucks in Verbindung mit der Ziellrate bzw. Leistungsrate für ein Bremsdrucksteuerungs-Solenoidventil;

Fig. 13 ein Flußdiagramm, das ein Detail eines Schrittes des Flußdiagramms von Fig. 6 zeigt;

Fig. 14 ein Flußdiagramm, das eine weitere Modifikation des Schrittes des Flußdiagramms von Fig. 6 zeigt;

Fig. 15A eine grafische Darstellung zum Beschreiben der Beziehung zwischen dem Basishinterradlenkwinkel und der Bremsdruckdifferenz zwischen einem Paar des linken und rechten Rades in Übereinstimmung mit der Summe der Bremsdrücke hierfür;

Fig. 15B eine grafische Darstellung zum Beschreiben der Beziehung zwischen dem Korrekturkoeffizienten des Basishinterradlenkwinkels und der Fahrzeuggeschwindigkeit;

Fig. 15C eine grafische Darstellung zur Beschreibung der Beziehung zwischen dem Korrekturkoeffizienten des Hinterradlenkwinkels und der Bremskraftdifferenz in Übereinstimmung mit der Summe der Bremsdrücke hierfür;

Fig. 16 ein Flußdiagramm, das die Lenksteuerung zeigt;

Fig. 17A die Beziehung zwischen dem Lenkwinkel und der Bremskraft;

Fig. 17B die Beziehung zwischen dem Lenkwinkel und der Seitenkraft;

Fig. 18 eine Darstellung von Momenten, die um den Schwerpunkt des Kraftfahrzeugs erzeugt werden;
Fig. 19 ein Flußdiagramm, das eine weitere Modifikation des Schrittes des Flußdiagramms von Fig. 6 zeigt;

Fig. 20 ein Flußdiagramm, das eine weitere Modifikation des Schrittes des Flußdiagramms von Fig. 6 zeigt;

Fig. 21A eine grafische Darstellung zum Beschreiben der Beziehung zwischen der Bremskraft und einem Korrekturkoeffizienten;

Fig. 21B eine grafische Darstellung zum Beschreiben der Beziehung zwischen der Bremsdruckdifferenz und dem Basishinterradlenkwinkel;

Fig. 21C eine grafische Darstellung zum Beschreiben der Beziehung zwischen der Fahrzeuggeschwindigkeit und einem anderen Korrekturkoeffizienten;

Fig. 21D eine grafische Darstellung zur Beschreibung der Beziehung zwischen der Fahrzeuggeschwindigkeit und dem Grenzwert des Hinterradlenkwinkels;

Fig. 22 ein grafisches Diagramm, das die Beziehung zwischen der Kurvenkraft (cornering force) und dem Lenkwinkel zeigt;

Fig. 23 ein grafisches Diagramm, das eine andere Beziehung zwischen Bremsdruck und dem Korrekturkoeffizienten zeigt;

Fig. 24 ein Flußdiagramm zum weiteren Beschreiben der Lenksteuerung;

Fig. 25 ein Blockdiagramm, das eine weitere vollständige Anordnung einer elektronischen Steuerungseinheit zeigt, die in der Lenksteuerungsvorrichtung gemäß der vorliegenden Erfindung Verwendung findet;

Fig. 26 ein Flußdiagramm, das die Arbeitsabläufe der Lenksteuerung zeigt, die in der Anordnung gemäß Fig. 25 durchgeführt wird;

Fig. 27 eine Darstellung eines Details des Schrittes des Flußdiagramms von Fig. 26; und

Fig. 28 eine grafische Darstellung zum Beschreiben der Änderung des hydraulischen Bremsdruckes in Übereinstimmung mit der Öffnungszeit des Bremssteuerungs-Solenoidventils.

Eine erste Ausführungsform der vorliegenden Erfindung wird nachfolgend beschrieben unter Bezugnahme auf die Fig. 1 bis 10. Fig. 1 ist ein Blockdiagramm, das prinzipiell die gesamte Anordnung einer elektronischen Steuerungseinheit (ECU) 17 und deren zugehörige Einrichtung zeigt zur Ausführung einer Antiblockiersteuerung und einer Hilfslenksteuerung. In Fig. 1 ist die elektronische Steuerungseinheit 17 mit einem Mikrocomputer versehen, der eine zentrale Prozessoreinheit (CPU) 17a aufweist, zum Durchführen der Steuerung in Übereinstimmung mit programmierten Befehlen und welche verschiedene Daten verwendet, die notwendig sind zur Durchführung der Steuerung. Signale zu und von der CPU 17a werden entlang einer gemeinsamen Leitung bzw. eines gemeinsamen Buses 17f getragen, mit dem die zugehörigen Einheiten verbunden sind, die ein ROM 17d, ein RAM 17e, ein Eingabegerät 17g und einen Analog/Digital-(A/D) Konverter 17c umfassen. Das Einlaßgerät 17g ist über einen Wellenformerschaltkreis 17b mit Radgeschwindigkeitensensoren 10a bis 10d verbunden zur entsprechenden Erfassung der Geschwindigkeiten des linken Vorderrads (FL) des rechten Vorderrads (FR) des linken Hinterrads (RL) und des rechten Hinterrads (RR), um Spannungsimpulssignale in die Mikrocomputer nach dem Wellenbild einzugeben, die den Radgeschwindigkeiten hiervon entsprechen, und der A/D Konverter 17c ist über einen Analogpuffer (analog buffer) 17i mit Bremsdrucksensoren 8a bis 8d und Lenkwinkelsensoren 15a, 15b, 16 verbunden zum entspre-

chenden Erfassen des Lenkwinkels des linken Vorder- bis rechten Hinterrads, um Signale in den Mikrocomputer nach einer Analog/Digitalumwandlung einzugeben, die die Bremsdrücke und die Lenkwinkel hiervon angeben. Ebenfalls ist, wie die zugehörigen Einheiten in dem Mikrocomputer, ein Ausgabegerät 17j vorgesehen, zum Ausgeben von Instruktionen von der CPU 17a, die über einen Ausgabeschaltkreis 17h mit Bremsdrucksteuerungs-Solenoidventilen (Zweistellungs-Solenoidventilen) 7a bis 7d und weiterhin über einen anderen Ausgabeschaltkreis 17h mit Lenksteuerungs-Solenoidventilen (Dreistellungs-Solenoidventilen) 11a bis 11d verbunden ist. Die Ausgabeschaltkreise 17h liefern Erregerströme zu den Erregerpulen der entsprechenden Solenoidventile 7a bis 7d und 11a bis 11d in Übereinstimmung mit den Instruktionssignalen von dem Ausgabegerät 17j.

Eine Antiblockiersteuerung für vier Räder wird nachfolgend unter Bezugnahme auf Fig. 2 beschrieben, welche eine Bremsdrucksteuerungsvorrichtung nur für das linke Vorderrad (FL) zeigt, weil die Anordnungen der Bremsdrucksteuerungsvorrichtung für die vier Räder einander gleich sind. In Fig. 2 ist zwischen dem Einlaß und Auslaß einer Hydraulikdruckpumpe 2, welche von einem Motor angetrieben wird, ein Umschaltventil 4 vorgesehen zum Schalten der Beziehung dazwischen von dem Verdichtungsdruck zum Trennzustand und zum Beibehaltungszustand des Trennzustandes mittels des hydraulischen Haltes des Trennzustandes mittels des hydraulischen Haltes von einem Hauptbremszylinder 6, der in Ant-Druckes von einem Niederdrücken eines Bremspedales 5 wort auf das Niederdrücken eines Bremspedales 5 durch den Fahrer betätigt wird, wodurch der hydraulische Druck der Pumpe 2 dem hydraulischen Druck des Hauptzylinders 6 folgt. Das heißt, daß das Umschaltventil 4 geöffnet und geschlossen wird, so daß Ausgabedruck der Pumpe 2 gleich dem hydraulischen Druck des Hauptzylinders 6 wird. Der Auslaß der Hydraulikdruckpumpe 2 ist ebenfalls über ein Dreifö-Drucksteuerung mit einem Radzylinder 9 verbunden. In Antwort auf eine De-Anregung bzw. Entladung (de-energization) des Zweistellungs-Solenoidventils 7a werden der Auslaß der Hydraulikdruckpumpe 2 und des Radzylinders 9 in dem Verbindungszustand gehalten, und, wohingegen in Antwort auf seine Anregung, der Radzylinder 9 mit einem Reservoir 3 in Verbindung gebracht wird. Das Schalten des Zweistellungs-Solenoidventils 7a wird in Übereinstimmung mit einem Zielradsignal Sig von der elektronischen Steuerungseinheit 17 gesteuert. Das Bezugszeichen 8a zeigt einen Bremsdrucksensor, der aus einem Halbleiterdrucksensor oder dergleichen gebildet ist zum Erfassen des Bremsdrucks, d. h. des hydraulischen Druckes, der dem Radzylinder 9 zugeführt wird.

Fig. 3 ist ein Flußdiagramm zur Beschreibung der Antiblockiersteuerung, die unabhängig für die entsprechenden Räder in einem bestimmten Intervall (beispielsweise 32 msec) durchgeführt wird, so daß die entsprechenden Räder die optimalen Rutschraten annehmen. Die ECU führt zunächst einen Schritt 100 aus, in dem ein Zielwert Py des hydraulischen Bremsdruckes für jedes der Räder gesetzt wird. Der Zielhydraulikdruckwert des der Räder gesetzt wird. Der Zielhydraulikdruckwert des der Räder wird wie folgt auf der Basis des Spannungssignals Sig 2 von jedem der Radgeschwindigkeitensensoren 10a bis 10d (s. Fig. 2) und einem Referenzwert bestimmt, der in dem ROM 17d vorgeschrieben ist.

$$Wp = K1 \cdot (Vw - Vb + K2) + K3 \cdot (Vw - Vb) \quad (1)$$

$$PMEY(a) = PMEY(a-1) + K4 \cdot Wp \quad (2)$$

$$Py = PMEY(a) + K5 \cdot Wp \quad (3)$$

wobei V_B eine Fahrzeuggeschwindigkeit darstellt, V_w eine Radgeschwindigkeit anzeigt und K_1, K_2, K_3, K_4, K_5 Konstanten sind, und W_p und P_{MED} Parameter sind zum Bestimmen von P_y .

Die Fahrzeuggeschwindigkeit V_B kann von der Fahrzeuggeschwindigkeit V_w geschätzt werden oder direkt erhalten werden unter Verwendung eines Fahrzeuggeschwindigkeitssensors. In einem nachfolgenden Schritt 101 wird ein Flag gesetzt, um anzugeben, daß das Fahrzeug unter Bremssteuerung ist.

Ein Schritt 102 wird dann ausgeführt, um P_{max} , P_{min} auf der Basis des vorliegenden Hydraulikdruckes P_x zu erhalten. Hier ist P_{max} ein geschätzter Hydraulikdruckwert, der an dem Periodenende in dem Fall der Zielrate (duty ratio) von 100% zu erhalten ist, d. h. in dem Fall, daß ein Befehlssignal, das nur ein Druckanstiegen anzeigt, zu den Zweistellungs-Solenoidventilen 7a, 7b, 7c oder 7d ausgegeben wird. P_{min} ist ein geschätzter Hydraulikdruckwert, der an dem Ende der Periode erhalten wird in dem Fall, daß die Zielrate (duty ratio) 0% ist, d. h. in dem Fall, daß ein Befehlssignal, das nur einen Druckabfall angibt, hierzu ausgegeben wird.

In einem Schritt 103 wird der Zielhydraulikdruck P_y in seiner Höhe mit den geschätzten Hydraulikdruckwerten P_{max} und P_{min} verglichen. Wenn $P_y \leq P_{min}$ ist, wird die Zielrate D in einem Schritt 104 zu 0% gesetzt, was nur einen Druckabfall angibt. Wenn $P_y \geq P_{max}$ ist, wird die Zielrate D in einem Schritt 106 auf 100% gesetzt, was nur einen Druckanstieg angibt. Wenn weiterhin $P_{min} < P_y < P_{max}$ ist, wird die Zielrate D in einem Schritt 108 in Übereinstimmung mit einer Abbildungsvorschrift (map), wie in Fig. 4 gezeigt, bestimmt (sofern erforderlich, wird eine Interpolationsberechnung hinzugefügt). In Fig. 4 bedeutet Bezugszeichen d die Druckanstiegszeit einer Periode (32 msec), d. h. die Zielrate ist bestimmt als $D = 100 \cdot d/32$. Hier lautet die der Fig. 4-Abbildung entsprechende Gleichung wie folgt:

$$P_y = (P_x + 0,344d) \cdot 0,5 e^{0,00217d}$$

Schließlich wird in einem Schritt 110 ein Erregerstromimpuls, der der in dem Schritt 104, 106 oder 108 bestimmten Zielrate D entspricht, dem Zweistellungs-Solenoidventil 7a, 7b, 7c oder 7d zugeführt.

Fig. 5 zeigt schematisch eine Anordnung der Lenksteuerungsvorrichtung nur für das rechte Hinterrad. Diese Vorrichtung umfaßt einen Sammler oder Akkumulator 14 zum Akkumulieren eines hohen hydraulischen Druckes, der von einer Hydraulikdruckpumpe 2 angetrieben durch einen Motor 1 erzeugt wird, und das Hochdrucköl in dem Akkumulator 14 wird über zwei Dreiführungs-Dreistellungs-Solenoidventile (Hinterradlenksteuerungssolenoidventile) 11c und 11d in einen Hinterradlenkbetätiger 12 geführt. Der Lenkbetätiger 12 weist einen Zylinder auf, in dem ein Kolben 12a eingeschlossen ist, um zwei Kammern zu bilden, die entsprechend mit den beiden Lenksteuerungssolenoidventilen 11c und 11d verbunden sind, wodurch der Kolben 12a längsbeweglich in die rechte und linke Richtung in Fig. 5 in Übereinstimmung mit den hydraulischen Drücken von den zwei Lenksteuerungssolenoidventilen 11c und 11d ist, oder in einer vorbestimmten Stellung gehalten wird. Der Kolben 12a ist über eine Kolbenstange 12b mit einem Gelenkarm 18 verbunden und die Längsbewegung in dem Zylinder des Lenkbetätigers 12 verursacht Drehungen des rechten Hinterrads 13 in die linke und rechte Richtung, wie in Fig. 5 gezeigt. Der Lenkwinkelsensor 15b ist mit dem Lenkbetätiger 12 ver-

den, um die Stellung des Kolbens 12a zu erfassen, und dabei den Drehwinkel zu erfassen, d. h. den Lenkwinkel des rechten Hinterrads. Die Bezugszeichen $Sig\ 3$ und $Sig\ 4$ stellen Signale dar, die von der elektronischen Kontrolleinheit 17 geliefert werden, um die Anregerspulen der Solenoidventile 11c und 11d anzulegen, das den Lenkwinkel des rechten Hinterrads 13 angibt, welches in die elektronische Kontrolleinheit 17 eingegeben wird.

Die Hinterradlenksteuerung wird im nachfolgenden Schritt 109 unter Bezugnahme auf ein Flußdiagramm von Fig. 6 beschrieben. Die Ausführung von Schritten des Flußdiagramms wird mit einem vorbestimmten Zeitintervall durchgeführt, beispielsweise 8 msec. Die Steuerung beginnt mit einem Schritt 501, in dem überprüft wird, ob das Fahrzeug sich unter Bremssteuerung befindet (Vierdrehblockiersteuerung). Diese Entscheidung wird in Übereinstimmung mit dem Flag in dem Schritt 101 in Fig. 3 getroffen. Wenn nicht, folgt ein Schritt 502, um die bekannte Hinterradlenksteuerung durchzuführen, wo ein Hinterradsteuerungswinkel, auf den Bezug genommen wird, mit Θ_{RSW} auf der Basis der Lenkinformation von dem Vorderradlenksensor 16 und der Fahrzeuggeschwindigkeitsinformation von den Radgeschwindigkeitssensoren 10a bis 10d abgeleitet werden kann. Hier ist Θ_{RSW} ein Vektorwert. Beispielsweise, wie in der JP-OS 60-44185 beschrieben und in Fig. 10 dargestellt, werden in dem Rahmen, daß die Fahrzeuggeschwindigkeit in vorbestimmte Geschwindigkeit V_{BN} überschreitet, die Hinterräder in Phase gesetzt mit den Vorderrädern, und in Übereinstimmung mit einem Ansteigen der Fahrzeuggeschwindigkeit wird der Hinterradlenkwinkel auf der Basis der Vorderradlenkinformation und der Fahrzeuggeschwindigkeit berechnet, so daß die Lenkrate, welche die Rate des Hinterradlenkwinkels zu dem Vorderradlenkwinkel ist, sich dem Wert 1 nähert. Auf der anderen Seite, in dem Fall, daß die Fahrzeuggeschwindigkeit unter V_{BN} liegt, werden die Hinterräder in umgekehrte Phase mit den Vorderrädern gesetzt, und in Übereinstimmung mit dem Absinken der Fahrzeuggeschwindigkeit werden die Lenkwinkel der Hinterräder berechnet, so daß die Lenkrate näher an -1 heran-kommt. In Fig. 10 nimmt für den Fall, daß die Phase in Übereinstimmung ist Θ_{RSW} einen positiven Wert an, und in dem Fall der Umkehrphase nimmt er einen negativen Wert an. Der Schritt 502 ist gefolgt von einem Schritt 506, der im nachfolgenden beschrieben wird.

Wenn die Antwort des Schrittes 501 "JA" ist, folgt ein Schritt 503, um zu überprüfen, ob der absolute Wert des gesteuerten Winkels Θ_F der Vorderräder, der durch das Signal von dem Vorderradlenksensor 16 erhalten wurde, geringer ist als K_1 , welches eine Konstante ist, die in dem ROM 177 vorgeschrieben ist. Keine Führung bzw. Lenkung der Vorderräder wird beschlossen, wenn der absolute Wert von Θ_F geringer ist als K_1 . Wenn dies der Fall ist in dem Schritt 503, schreitet die Steuerung zu einem Schritt 504 fort, der detailliert unter Bezugnahme auf Fig. 7 beschrieben wird, die den Inhalt von Schritt 504 zeigt. In Fig. 7 wird in einem Schritt 601 die Differenz zwischen den Bremsdrücken P_{FR} und P_{FL} , die den Vorderrädern zugeführt werden, berechnet als $|\Delta P| = |P_{FR} - P_{FL}|$, wobei P_{FR} und P_{FL} durch Bremsdrucksensoren 8a und 8b erfaßt wurden. Der Schritt 601 wird von einem Schritt 602 gefolgt, wo der Basishinterradlenkwinkel Θ_{RSB} berechnet wird auf der Basis von $|\Delta P|$, d. h. durch Verwendung in $|\Delta P|$ als ein Parameter. Unter Bezugnahme auf Fig. 8A, in der die Beziehung

zwischen $|\Delta\mu|$ und Θ_{RSN} dargestellt ist, wird der Basis-hinterradlenkwinkel Θ_{RSN} proportional angehoben in Übereinstimmung mit dem Anstieg der Bremsdruckdifferenz $|\Delta\mu|$ bis Θ_{RSN} einen vorbestimmten Wert Θ_{RSN1} erreicht. Das heißt, der Maximumwert von Θ_{RSN} wird auf Θ_{RSN1} begrenzt. Hier wird die Berechnung von Θ_{RSN} unter der Bedingung vorgenommen, daß $|\Delta\mu| = |P_{FR} - P_{RL}|$ nicht extrem klein ist, d. h. daß er über $\Delta P1$ ist. Dies berücksichtigt Rauschen und dergleichen. Die Beziehung, wie in Fig. 8 gezeigt, kann in dem ROM 17d als Gleichung oder Abbildungsvorschriften (map) abgespeichert sein.

Ein Schritt 603 wird dann ausgeführt, um einen Fahrzeuggeschwindigkeitskorrekturkoeffizienten K_V zu berechnen zur Korrektur des Basishinterradlenkwinkel Θ_{RSN} auf der Basis der Fahrzeuggeschwindigkeit V_2 . Wie in Fig. 8B gezeigt, steigt K_V , wenn die Fahrzeuggeschwindigkeit V_2 fällt, um sich dem Wert 1 anzunähern. Ein Schritt 604 folgt, um den Endhinterradlenkwinkelbewehrwert Θ_{RS} als $\Theta_{RSN} \cdot K_V$ zu berechnen. Mit der Bremssteuerung werden die Bremsdrücke unabhängig für die entsprechenden Räder gesteuert und unter Berücksichtigung der Tatsache, daß der Reibungskoeffizient μ der Straßenoberfläche, auf der das Rad mit einem niedrigeren Bremsdruck gefahren wird, geringer ist, und ein Giermoment (yaw moment) wird erzeugt, so daß das Fahrzeug dazu tendiert, zur Straßenseite mit hohen Reibungskoeffizienten gedreht zu werden, wobei die Lenksteuerung ausgeführt wird, um das Giermoment auszulöschen, so daß das Fahrzeug zu der Seite des Rades mit dem geringeren Bremsdruck gelenkt wird. Das heißt, daß obwohl in dem Fall von keiner Lenkung des Hinterrads, die Vorwärtsrichtung des Fahrzeugs ausreichend zu der Straßenseite hoher Reibung geändert wird, wobei der oben beschriebene Vorgang die Erzeugung eines Giermoments verursacht, wodurch das Fahrzeug auf die Straßenseite mit geringem Reibungskoeffizienten μ geleitet wird, und als ein Resultat hiervon wird das Giermoment, durch das das Fahrzeug auf die Straßenseite mit hohem Reibungskoeffizienten μ geleitet wird, durch das Giermoment ausgelöscht, durch das das Fahrzeug auf die Straßenseite geringer Reibung geleitet wird, so daß das Fahrzeug geradeaus fahren kann.

Auf der anderen Seite, wenn $|\Theta_F| \geq K1$ in dem Schritt 503 ist, geht die Steuerung zu einem Schritt 505, wo der Hinterradlenkwinkel, wie im Schritt 502 berechnet, korrigiert wird, unter der Berücksichtigung der Stärke und der Richtung des Giermoments, das aufgrund der Differenz zwischen den Straßenoberflächenreibungskoeffizienten μ für die linken und rechten Räder erzeugt wurde. Genauer wird in dem Fall, daß die Vorderräder in der Richtung des Giermoments gedreht werden, welches aufgrund der Bremsdruckdifferenz für die linken und rechten Räder erzeugt wurde, und durch welches das Fahrzeug auf die Straßenseite des hohen Reibungskoeffizienten μ geleitet wird, daß gemeinsame linke Hinterrad- und rechte Hinterrad-Lenkwinkelsteuerungsvoll korrigiert, so daß der Lenkwinkel des Hinterrads stärker positiv und negativ angehoben wird (d. h., in dem Fall der gleichen Phase, daß der absolute Wert davon groß wird, und in dem Fall der umgekehrten bzw. Rückwärts-Phase, daß der absolute Wert davon gering wird), wohingegen in dem Fall, daß die Vorderräder in die Gegenrichtung zur Richtung des Giermoments gelenkt werden, er korrigiert wird, um den Hinterradlenkwinkel zu verringern. Das heißt, daß Θ_{RSN} , der in dem Schritt 502 berechnet wurde, ein Wert ist, der

unter der Bedingung gesetzt ist, daß die Straßenoberfläche für die linken und rechten Räder hinsichtlich ihrer Reibungskoeffizienten μ miteinander übereinstimmen, gleichermaßen wie für den Fall der Vorderräder, wobei die Vorwärtsrichtung des Fahrzeugs von der normalen Richtung (wie in Fig. 10 gezeigt, wird die Vorwärtsrichtung genommen, wenn die normale Lenksteuerung durchgeführt ist, bei der der Hinterradlenkwinkel auf der Basis des Vorderradlenkwinkels und der Fahrzeuggeschwindigkeit bestimmt ist), aufgrund des Giermoments verschoben wird, das aufgrund der Differenz zwischen den Straßenoberflächenreibungskoeffizienten für die linken und rechten Räder erzeugt wird. Demzufolge wird der Hinterradlenkwinkel korrigiert, um das aufgrund der Reibungskoeffizientenunterschiede der Straßenoberfläche erzeugte Giermoment auszulöschen.

Fig. 9 ist ein Flußdiagramm, das das Detail des Prozesses zeigt, der in dem Schritt 505 gemäß Fig. 6 ausgeführt wird. In einem Schritt 801 wird der Hinterradlenkwinkel Θ_{RSN} bei Nichtbremsung wie in dem Schritt 502 von Fig. 6 berechnet. Nach der Ausführung des Schrittes 801 wird dann ein Schritt 802 durchgeführt, um einen Korrekturwert Θ_F zum Korrigieren des Hinterradlenkwinkels Θ_{RSN} auf der Basis der Differenz $|\Delta\mu|$ zwischen den Bremsdrücken für das vordere linke und rechte Rad zu korrigieren, in Übereinstimmung mit der Beziehung wie in Fig. 8C beispielsweise dargestellt. In der Charakteristik, wie in Fig. 8C dargestellt, wird die Änderung des Hinterradlenkwinkels Θ_{RSN} wie $|\Delta\mu|$ entspricht, gesetzt, um geringer zu sein als im Falle von Fig. 8A. Der Grund hierfür ist, daß die Möglichkeit auftritt, daß die Genauigkeit der Schätzung des linken und rechten Straßenoberflächenreibungskoeffizienten μ auf der Basis der Bremsdruckdifferenz, aufgrund der Lastbewegung zwischen der linken und rechten Seite des Fahrzeugs und dergleichen verringert wird.

In einem Schritt 803 wird die Richtung des Giermoments, das in Bezug auf das Fahrzeug erzeugt werden soll, in Übereinstimmung mit dem Vorzeichen von ΔP beschlossen, d. h. wenn $\Delta P \geq 0$, ist die Entscheidung "JA", d. h. das Giermoment der rechten Richtung wird erzeugt, worauf ein Schritt 804 folgt, um das Hinterrad durch $|\Theta_F|$ in die linke Richtung zu steuern, um das erzeugte Giermoment auszulöschen. Auf der anderen Seite, wenn die Entscheidung "NEIN" im Schritt 803 ist, d. h. daß das Giermoment der linken Richtung erzeugt wird, folgt ein Schritt 805, um gleichermaßen die Hinterräder durch $|\Theta_F|$ in die rechte Richtung hiervon zu lenken.

Zurückkommend auf Fig. 6 werden in einem Schritt 506 die aktuellen Lenkwinkel der linken und rechten Hinterrads unter Verwendung der Signale von den hinteren Lenkwinkelsensoren 15a und 15b berechnet. Der Schritt 506 ist gefolgt von einem Schritt 507, in dem der Schritt 505 erhaltene Hinterradlenkwinkelbewehrwert verglichen wird mit den aktuellen Lenkwinkeln, und wird dann gefolgt von einem Schritt 508, in dem Stromwerte zu dem Hinterradlenksteuerungs- und lenoidventilen 11a bis 11d berechnet werden, um eine berechnete Differenz dazwischen herzustellen. Die berechneten Stromwerte werden dem Ausgabekontrollkreis 17h in einem nachfolgenden Schritt 504 zugeführt.

Wie oben beschrieben, wird durch unabhängige Positionierung der Hinterräder in Übereinstimmung mit dem Unterschied zwischen den Bremsdrücken des linken und rechten Vorderrads, die Änderung der Betriebsigenschaften bzw. Fahreigenschaften des Fahr-

zeugs aufgrund von Straßenoberflächenreibungskoeffizienten unterliegen auf ein Minimum begrenzt, wodurch das Fahrzeug stabil gesteuert werden kann.

Obwohl in der obigen Beschreibung die Lenkwinkel der Hinterräder auf der Grundlage des Bremsdruckunterschieds des linken und rechten Vorderrads berechnet wurden, ist es ebenfalls möglich, sie dadurch zu bestimmen, daß weiterhin die Bremsdrücke für das hintere linke und rechte Rad berücksichtigt werden. Beispielsweise ist es erlaubt, die Hinterradenwinkel als eine Funktion des Durchschnittswertes der vorderen linken und rechten Bremsdruckdifferenz $|\Delta P_H|$ und der hinteren linken und rechten Bremsdruckdifferenz $|\Delta P_R|$ zu bestimmen. Zu diesem Zeitpunkt wird in dem Fall, daß ΔP_L und ΔP_R unterschiedliche Vorzeichen haben, die Hinterradlenksteuerung nicht durchgeführt und die Hinterräder können in eine neutrale Stellung zurückgeführt werden.

Im nachfolgenden wird eine zweite Ausführungsform der vorliegenden Erfindung beschrieben, in der die Bremssteuerung ohne Verwendung der Bremsdrucksensoren (8a bis 8d in Fig. 1) durchgeführt wird.

In Fig. 11, welche ein Flußdiagramm ist, das einen Betrieb der elektronischen Kontrolleinheit (ECU) 17 durchgeführt mit einem vorbestimmten Zeitintervall (beispielsweise 32 msek.) zeigt, führt die ECU erst einen Schritt 201 aus, in dem ein Zielwert P_y des hydraulischen Bremsdruckes für jedes der Räder gesetzt wird und ein Flag gesetzt wird, um anzuzeigen, daß das Fahrzeug unter Bremssteuerung steht. Wie im Falle der Fig. 3 sind die hydraulischen Zielbremsdrücke P_y für die Räder wie nachfolgend bestimmt auf der Basis von Spannungssignalen von den Radgeschwindigkeitssensoren 10a bis 10d und Referenzwerten, die in dem ROM 17d vorgeschrieben sind.

$$W_p = K_1 \cdot (V_w - V_B + K_2) + K_3 \cdot (V_w - V_B) \\ P_{MED(n)} = P_{MED(n-1)} + K_4 \cdot W_p \\ P_y = P_{MED(n)} + K_5 \cdot W_p$$

wobei V_B eine Fahrzeuggeschwindigkeit darstellt, V_w eine Radgeschwindigkeit bezeichnet und K_1, K_2, K_3, K_4, K_5 Konstanten sind, und W_p und P_{MED} Parameter sind zum Bestimmen von P_y .

Die Fahrzeuggeschwindigkeit V_B kann von der Radgeschwindigkeit V_w abgeschätzt werden oder direkt durch Verwendung eines Fahrzeuggeschwindigkeitssensors erhalten werden. Wenn P_y so erhalten wird, werden die hydraulischen Zieldrücke für das linke und rechte Vorderrad in nachfolgenden als P_{yFL} bzw. P_{yFR} bezeichnet.

Ein nachfolgender Schritt 202 wird ausgeführt, um geschätzte Hydraulikdrücke P_x in Schritten 203, 207, 209 zu setzen und P_{max} , P_{min} auf der Basis eines jeden der vorliegenden geschätzten hydraulischen Drücke P_x zu erhalten unter Verwendung der Abbildungsvorschrift (map) von Fig. 4 oder der oben aufgeführten Gleichung $P_y = (P_x + 0,344d) \cdot 0,5 \cdot e^{0,017d}$. Der Ausgangswert des geschätzten Hydraulikdruckes P_x wird geeignet gesetzt, wenn der aktuelle Bremsdruck zum Zeitpunkt des Beginns der Steuerung gleich P_{x0} ist und wenn der geschätzte Hydraulikdruck zur Zeit des Steuerungsbeginns, d. h. der Anfangswert von P_x gleich groß P_{x0} ist, kann P_{x0} auf einen geeigneten Wert gesetzt werden, beispielsweise einen Wert, der leicht größer ist, als der maximal normal eingeschätzte Bremsdruck. Im vorliegenden Fall ist P_{max} ein geschätzter Hydraulikdruckwert, der am Ende der Periode in dem

Fall der Zielrate von 100% erhalten wird, d. h. in dem Fall, daß ein Befehlssignal, das nur einen Druckanstieg angibt, zu dem Zweistellungssolenoidventil 7a, 7b, 7c oder 7d ausgegeben wird. P_{min} ist ein geschätzter Hydraulikdruckwert, der am Ende der Periode in dem Fall der Zielrate von 0% erhalten wird, d. h. in dem Fall, daß ein Befehlssignal, das nur einen Druckabfall angibt, hierzu ausgegeben wird.

In einem Schritt 203 wird der Zielhydraulikdruck P_y verglichen in seiner Größe mit P_{max} und P_{min} . Wenn $P_y \leq P_{min}$ ist, wird in einem Schritt 204 die Zielrate D zu 0% gesetzt, was nur einen Druckabfall angibt und in einem Schritt 205 wird P_{min} als der geschätzte Hydraulikdruck P_x gesetzt. Wenn $P_y \geq P_{max}$ ist, wird die Zielrate D in einem Schritt 206 auf 100% gesetzt, was einen ausschließlichen Druckanstieg angibt und in einem Schritt 207 wird P_{max} als der geschätzte Hydraulikdruck P_x gesetzt. Wenn weiterhin $P_{min} < P_y < P_{max}$ ist, wird die Zielrate D in einem Schritt 208 in Übereinstimmung mit einer Abbildungsvorschrift, wie in Fig. 4 gezeigt, bestimmt (sofern notwendig, wird eine Interpolationsberechnung hingeführt) und in einem Schritt 209 wird P_y als P_x gesetzt. Gleichermaßen ist die Zielrate D bestimmt als $D = 100 \cdot d/32$ und die Gleichung, die der Abbildungsvorschrift gemäß Fig. 4 entspricht, kann wie folgt ausgedrückt werden:

$$P_y = (P_x + 0,344d) \cdot 0,5 \cdot e^{0,017d}$$

Schließlich wird in einem Schritt 210 ein Erregerstromimpuls, der der in dem Schritt 204, 206 oder 208 bestimmten Zielrate D entspricht, dem Zweistellungssolenoidventil 7a, 7b, 7c oder 7d zugeführt.

Mit den oben beschriebenen Vorgängen bzw. Prozessen, wie in Fig. 12 dargestellt, wird, sogar wenn der Hydraulikdruck in dem Radzylinder 9 gleich groß P_{x0} zur Zeit der Steuerung, und der Ausgangswert der Steuerung gleich groß P_{x0} ist, die Rate D sukzessive bestimmt als $D = 100 \cdot d/T$, (wobei $i = 0, 1, 2, \dots$, und T die Prozeßdauer der Bremssteuerung durch die elektronische Steuereinheit 17 ist und im folgenden Fall ist $T = 32$ msek.) Ein Erregerstromimpuls wird in Antwort auf die vorbestimmte Zielrate D ausgegeben und resultierend hieraus nähert sich der Hydraulikdruck unter der Steuerung bei fortschreitendem Zeitverlauf dem tatsächlichen Hydraulikdruck.

Somit wird der Bremsdruck derart gesteuert, daß jedes der Räder die optimale Schlupfate annimmt, um unabhängig die Antiblockiersteuerung für die entsprechenden Räder durchzuführen. Im vorliegenden Fall werden in der Hinterradlenksteuerung der zweiten Ausführungsform anstelle des Anhaltens der Bremsdrückinformation (P_{yR} , P_{yL} in dem Schritt 601 von Fig. 7) von den Bremsdrucksensoren, wie in Fig. 13 gezeigt, die Vorderradzielhydraulikdruckwerte P_{yFR} und P_{yFL} verwendet. In dem Flußdiagramm von Fig. 13 entsprechen die anderen Schritte 602 bis 604 denjenigen von Fig. 7. In diesem Fall wird aufgrund des Mangels der Bremsdrucksensoren die Struktur gegenüber der ersten Ausführungsform einfach. Es ist ebenfalls möglich, daß der derzeit geschätzte Hydraulikdruckwert P_x als der Bremsdruck anstelle des Zielhydraulikdruckes P_y verwendet wird.

Obwohl in den oben beschriebenen Ausführungsformen die Bremssteuerung und die Lenksteuerung unter Verwendung von nur einer CPU ausgeführt werden, ist es ebenfalls möglich, beide unabhängig voneinander unter Verwendung von zwei CPUs durchzuführen. In ei-

nem vorderradgelenkten und hinterradangetriebenen Fahrzeug ist es weiterhin, in dem Fall, daß die beiden Vorderräder unabhängig bremsgesteuert und die beiden Hinterräder mit demselben Bremsdruck gesteuert werden, möglich, daß die Vorderräder für die Straßenoberflächenreibungskoeffizientenkorrektur gelenkt werden.

Im nachfolgenden wird eine dritte Ausführungsform der vorliegenden Erfindung unter Bezugnahme auf Fig. 14 beschrieben, welche eine Modifikation der Hinterradlenksteuerung von Fig. 6 zeigt, d. h. des Vorgangs in dem Schritt 504 gemäß Fig. 7. Ein Unterschied zu dem Vorgang bzw. Verfahren von Fig. 7 bezüglich des Verfahrens von Fig. 14 ist der, daß der Basishinterradlenkwinkel Θ_{RSS} auf der Basis des absoluten Wertes $|\Delta F|$ ($=|P_{RR} - P_{RL}|$) der Differenz in dem Bremsdruck zwischen dem vorderen linken und rechten Rad gehalten wird und weiterhin auf dem absoluten Wert $|F|$ ($=|P_{RR} + P_{RL}|$) der Summe der Bremsdrücke für das vordere linke und rechte Rad erhalten wird. Genauer wird in Fig. 14 ein Schritt 601a zunächst ausgeführt, um auf der Basis der Bremsdruckwerte P_{RR} , P_{RL} von den Vorderradbrennsdrucksensoren, dem absoluten Wert $|\Delta F|$ ($=|P_{RR} - P_{RL}|$) der Bremsdruckdifferenz zwischen dem vorderen linken und rechten Rad und dem absoluten Wert $|F|$ ($=|P_{RR} + P_{RL}|$) der Summe der Bremsdrücke für das vordere linke und rechte Rad zu berechnen. Ein Schritt 602' folgt, um den Basishinterradlenkwinkel Θ_{RSS} auf der Basis des berechneten $|\Delta F|$ und $|F|$ (Parameter) in Übereinstimmung mit der folgenden Gleichung (4) zu berechnen.

$$\Theta_{RSS} = C_6 \cdot |\Delta F| / |F| \quad (4)$$

wobei C_6 eine Konstante ist.

Fig. 15A zeigt ein Beispiel der Beziehung zwischen Θ_{RSS} und $|\Delta F|$ in Übereinstimmung mit der Größe (groß, mittel und klein) von $|F|$. Im vorliegenden Fall steigt Θ_{RSS} proportional an, wenn $|\Delta F|$ ansteigt und auf der anderen Seite steigt Θ_{RSS} an, wenn $|F|$ abfällt. Jedoch ist Θ_{RSS} gleichermäßen auf vorbestimmte Werte begrenzt. Zusätzlich ist die untere Grenze (ΔP_1) hinsichtlich $|\Delta F|$ bestimmt. Nachfolgend wird ein Schritt 603 ausgeführt, um einen Korrekturkoeffizienten K_V zu erhalten für die Korrektur von Θ_{RSS} auf der Basis der Fahrzeuggeschwindigkeit V_B . Der Korrekturkoeffizient K_V wird in Übereinstimmung mit dem Aufzeigen der Beziehung zwischen V_B und K_V bestimmt, wie in Fig. 15B gezeigt. Der Schritt 603 wird von einem Schritt 604 gefolgt, in dem der entgültige (korrigierte) Hinterradlenkwinkelberechnungswert Θ_{RS} berechnet wird als $\Theta_{RS} = K_V \cdot \Theta_{RSS}$.

Weiterhin wird, in der dritten Ausführungsform, wenn $|\Theta| \geq K_1$ in dem Schritt 503 von Fig. 6 ist, der Schritt 505 ausgeführt, wie in Fig. 16 dargestellt, welche eine Modifikation des Vorgangs bzw. Verfahrens von Fig. 9 zeigt. Das heißt, daß in einem Schritt 801 der Hinterradlenkwinkel Θ_{RS} wenn keine Bremssteuerung vorliegt, gleichermäßen berechnet wird, und in einem Schritt 802' wird ein Korrekturwert Θ_C auf der Grundlage von $|\Delta F|$ und $|F|$ berechnet. Fig. 15C zeigt die Beziehung zwischen p und P in Übereinstimmung mit den Größen (groß, mittel und klein) von ΔP . Das heißt, wenn $|F|$ groß ist, daß Θ_C relativ klein wird, wie durch die strichpunktlierte Linie angegeben und daß, wenn $|F|$ klein ist, Θ_C relativ groß wird, wie durch die gestrichelte Linie angegeben. Obwohl Θ_C im vorliegenden Fall für die Korrektur verwendet wird, ist es ebenfalls möglich, Θ_{RSS} in

dem Schritt 602' von Fig. 14 anstelle von Θ_P zu verwenden. Die anderen Schritte von Fig. 16 entsprechen denen von Fig. 9.

Im nachfolgenden wird eine Beschreibung in bezug auf ein Bestimmungsverfahren des Basishinterradlenkwinkels Θ_{RSS} gegeben, welche notwendig ist zur Bestimmung des Kraftfahrzeugs mit der Änderung der Vorwärtsrichtung des Fahrzeugs, welches auf einem Minimum durch leichtes Lenken beschränkt wird.

Unter Berücksichtigung der Bremskraft und der Seitenkraft, die auf das Rad wirkt, wie in Fig. 17A gezeigt, resultiert die Bremskraft B in einer geringen Veränderung, wenn der Lenkwinkel Θ unter 5 Grad ist und kann gemäß folgender Gleichung ausgedrückt werden (5).

$$B_i = \mu W_i \quad (5)$$

wobei μ den Reibungskoeffizienten zwischen der Straßenoberfläche und dem Rad darstellt, W_i die Last auf das Rad angibt, und i eines der linken und rechten Vorderräder und Hinterräder darstellt.

Auf der anderen Seite, wie in Fig. 17B gezeigt, ist, wenn der Lenkwinkel Θ relativ klein ist, die Seitenkraft S im wesentlichen proportional zu dem Lenkwinkel Θ und die Seitenkraft S kann wie folgt ausgedrückt werden, unter der Bedingung des Basishinterradlenkwinkels Θ_{RSS} .

$$S_i = C_1 \cdot \mu W_i \cdot \Theta_{RSS} \quad (6)$$

wobei C_1 eine Konstante ist.

Im vorliegenden Fall, wie in Fig. 18 gezeigt, kann, wenn das Bremsdrehmoment, das um den Schwerpunkt 6 des Fahrzeugs aufgrund der Bremsdifferenz zwischen den linken und rechten Rädern erzeugt wird, gleich groß M_B ist, und das Seitenkraftdrehmoment, das um den Schwerpunkt aufgrund der Seitenkraft der Räder erzeugt wird, gleich M_S ist, ein stabiles Bremsen ohne Veränderung der Fahrzeugvorwärtsrichtung unter der Bedingung von $M_B = M_S$ erreicht werden. Wenn, im vorliegenden Fall die Bremskraft und die Seitenkraft des linken Rades als B_L und S_L ausgedrückt werden und weiterhin die Bremskraft und die Seitenkraft des rechten Rades als B_R und S_R ausgedrückt werden, ist die folgende Gleichung (7) erfüllt:

$$C_2 \cdot |B_L - B_R| = C_3 (S_L + S_R) \quad (7)$$

wobei C_2 und C_3 Konstanten sind.

In Übereinstimmung mit der Substitution der oben genannten Gleichungen (5) und (6) in Gleichung (7), kann die folgende Gleichung (8) erhalten werden:

$$\Theta_{RSS} = C_4 \cdot |\mu_L - \mu_R| / (\mu_L + \mu_R) \quad (8)$$

wobei C_4 eine Konstante ist.

Andererseits, wenn das Gleichgewicht der auf ein Rad aufgetragenen Momente berücksichtigt wird, kann dies wie folgt ausgedrückt werden:

$$(I/R) \cdot \dot{V}W = \mu \cdot W \cdot R - C_5 \cdot r \cdot P \quad (9)$$

wobei I das Trägheitsmoment des Rades, darstellt, R den Radius des Rades bezeichnet, $\dot{V}W$ die Beschleunigung des Rades ist, r den Abstand zwischen dem Bremsklotz und dem Drehmittelpunkt des Rades ist, P die Bremskraft angibt und C_5 eine Konstante ist.

$|\mu_L - \mu_R|$ und $\mu_L - \mu_R$ werden wie folgt aus der Gleichung

chung (9) erhalten.

$$|\mu_L - \mu_R| = A \cdot |P_L - P_R| + B |\dot{V}W_L + \dot{V}W_R| \quad (10)$$

$$\mu_L + \mu_R = A \cdot (P_L + P_R) + B |\dot{V}W_L + \dot{V}W_R| \quad (11)$$

Im vorliegenden Fall kann die Fahrzeugbeschleunigung $\dot{V}w$ und die Fahrzeuggeschwindigkeit V_g wie folgt ausgedrückt werden:

$$\dot{V}w = (1 - S) V_g \quad (12)$$

$$\dot{m} V_g = W_g \cdot (\mu_L + \mu_R) / 2 \quad (13)$$

wobei S die Schlupfrate und W_g die Last des gesamten Fahrzeugs darstellen.

Demzufolge werden die Gleichungen (10) und (11) wie folgt umgeschrieben:

$$|\mu_L - \mu_R| = A \cdot |P_L - P_R| \quad (14)$$

$$(\mu_L + \mu_R) = A' \cdot (P_L + P_R) \quad (15)$$

Demzufolge kann durch Substitution der Gleichungen (14) und (15) in die Gleichung (8) der Basishinterradlenkwinkel Θ_{RSB} wie folgt erhalten werden.

$$\Theta_{RSB} = C_6 \cdot |P_L - P_R| / (P_L + P_R) \quad (16)$$

Von der obigen Beschreibung ist es ersichtlich, daß der Hinterradlenkwinkel Θ_{RSB} , der notwendig ist, um die Veränderung der Fahrzeugvorwärtsrichtung aufgrund der Bremsung auf ein Minimum durch leichtes Hinterradlenken auf der Basis der Differenz $|\Delta P| (= |P_L - P_R|)$ in Bremsdruck zwischen den rechten und den linken Rädern und der Summe $|P|$ der Bremsdrücke für die rechten und linken Räder in Übereinstimmung mit der oben genannten Gleichung (4) berechnet werden kann.

Obwohl in der obigen Beschreibung der Hinterradlenkwinkel auf der Basis der absoluten Werte der Bremsdruckdifferenz zwischen den linken und rechten Vorderrädern und der Summe der Bremsdrücke für das linke und rechte Vorderrad erhalten wird, ist es ebenso möglich, weiterhin die Bremsdrücke für das linke und rechte Hinterrad zu berücksichtigen. Beispielsweise kann der Hinterradlenkwinkel auf der Basis des Mittelwertes der linken und rechten Vorderradbremmsdruckdifferenz $|\Delta P_F| \cdot WF$ und der Bremsdruckdifferenz $|\Delta P_R| \cdot WP$ des rechten und linken Hinterrades berechnet werden oder der Mittelwert des linken und rechten Vorderradbremmsdruckabsolutwertes $P_F \cdot WF$ und des linken und rechten Hinterradbremmsdruckabsolutwertes $|P_R| \cdot WR$ berechnet werden, wobei WF die auf die Vorderradachse aufgebrauchte Last und WR die auf die Hinterradachse aufgebrauchte Last ist. In diesem Fall, wenn die Vorzeichen von ΔP_F und ΔP_R unterschiedlich zueinander sind, wird die Hinterradlenkung nicht ausgeführt und das Hinterrad kann in seine Neutralposition zurückgebracht werden.

Gleichmaßen ist es, wie im Falle der oben genannten zweiten Ausführungsform möglich, die Steuerung ohne Verwendung der Bremsdrucksensoren durchzuführen. In diesem Fall wird das Verfahren von Schritt 504 von Fig. 6 durchgeführt, wie in Fig. 19 gezeigt, d. h. der Basishinterradlenkwinkel wird auf der Basis der absoluten Werte (ΔP) und $|P|$ der Differenz zwischen den hydraulischen Zieldrücken P_{YFR} und P_{YFL} und deren

Summe in den Schritten 601' b und 601' b berechnet.

Obwohl in der dritten Ausführungsform die Lenkwinkel für die linken und rechten Räder zueinander gleich sind, ist es ebenfalls möglich, die Lenkwinkel hierfür unabhängig zu bestimmen. Das heißt, es ist möglich, daß zum Erhalten einer Seitenkraft zum Korrigieren der Fahrzeugvorwärtsrichtung, der Lenkwinkel größer gesetzt wird bezüglich der Straßenseite mit hohem Reibungskoeffizienten μ an der die Seitenkraft groß ist und der Lenkwinkel geringer gesetzt wird, bezüglich der Straßenseite mit niedrigerem Reibungskoeffizienten μ . Weiterhin ist es ebenfalls möglich, nur einen Lenkbetätiger für das linke und rechte Hinterrad zu verwenden und nur ein Solenoidventil anstelle von zwei Solenoidventilen 11c und 11d zu verwenden. Weiterhin ist es möglich, andere Vorrichtungen wie beispielsweise Elektromotoren anstelle des Hinterradhydraulikdruckbetätigers zu verwenden.

Obwohl in der obigen Beschreibung der dritten Ausführungsform der Basishinterradlenkwinkel Θ_{RSB} auf der Basis von (ΔP) und $|P|$ berechnet wird, ist es ebenfalls möglich, anstelle von $|P|$ die Seitenkraft oder das Raddrehmoment (Moment um die Radachse) zu verwenden, welches direkt durch eine geeignete Einrichtung, wie beispielsweise einem Dehnungsmesser, zu messen, zum Erfassen der Verformung des Aufhängungsarmes und durch einen Lastsensor zum direkten Messen der auf den Arm wirkenden Last.

Im nachfolgenden wird eine vierte Ausführungsform der vorliegenden Erfindung beschrieben. Ein Unterschied der vierten Ausführungsform bezüglich der ersten oder dritten Ausführungsform betrifft den Arbeitsvorgang (den Schritt 504 in Fig. 6) der ausgeführt wird, wenn die Vorderräder in einem nicht gelenkten Zustand sind, d. h. daß der absolute Wert $|\Theta_F|$ des Lenkwinkels der Vorderräder geringer ist als die Konstante K_1 . Fig. 20 ist ein Flußdiagramm, das den Arbeitsvorgang zeigt, der in dem Schritt 504 ausgeführt ist, wenn $|\Theta_F| < K_1$ ist. In Fig. 20 startet die Steuerung mit einem Schritt 504a, um die Differenz Δb_p zwischen den Bremsdrücken b_{pL} und b_{pR} zu berechnen, die auf das linke und rechte Hinterrad aufgebracht werden und mittels der Bremsdrucksensoren 8c und 8d zu berechnen, wobei $\Delta b_p = b_{pL} - b_{pR}$ ist. Ein Schritt 504b wird sodann ausgeführt, um entsprechend Lenkwinkelbefehlswerte Θ_{RL} bzw. Θ_{RR} auf der Basis der berechneten Hinterradbremmsdruckdifferenz b_p der erhaltenen Fahrzeuggeschwindigkeit V_g und der Hinterradbremmsdrücke b_{pL} und b_{pR} in Übereinstimmung mit den folgenden Gleichungen (17) und (18) zu berechnen

$$\Theta_{RL} = Ks1 \cdot Ks2 \cdot \Theta_B \quad (17)$$

$$\Theta_{RR} = Ks1 \cdot Ks2 \cdot \Theta_B \quad (18)$$

wobei $Ks1$ einen Bremsabsolutdruckkorrekturkoeffizienten darstellt, der auf der Basis von $|b_{pL}|$ oder $|b_{pR}|$ in Übereinstimmung mit der Beziehung, wie in Fig. 21A gezeigt, erhalten werden kann, wobei $|b_{pL}|$ für die Berechnung von Θ_{RL} und $|b_{pR}|$ für die Berechnung von Θ_{RR} verwendet wird, $Ks2$ einen Fahrzeuggeschwindigkeitskorrekturkoeffizienten bezeichnet, der in Übereinstimmung mit der Beziehung, wie in Fig. 21B gezeigt, erhalten wird, und Θ_B ein Basishinterradlenkwinkelbefehlswert ist, der auf der Basis des absoluten Wertes $|\Delta b_p|$ in Übereinstimmung mit der Beziehung, wie in Fig. 21C gezeigt, erhalten wird. Der Koeffizient $Ks1$ ist unabhängig für das rechte und linke Hinterrad be-

stimmten Zeit, d. h. der Wert, der geschätzt wird, bei einer bestimmten Zeit nach der Zeit des Ausgangswerts PL_0 nach der Berechnung des hydraulischen Zieldruckes gemäß der oben ausgeführten Gleichung (21) erhalten werden.

In einem Schritt 904c wird der absolute Wert der Bremsdruckdifferenz auf der Basis des linken und rechten Vorderradschätzbrems hydraulikdruckes P_{FL} und P_{FR} als $|\Delta P| = |P_{FL} - P_{FR}|$ berechnet, gefolgt von einem Schritt 904d, um den Basishinterradenlenkwinkel θ_{RSB} zu berechnen, unter Verwendung von $|\Delta P|$ als ein Parameter gemäß der Beziehung, wie in Fig. 8A dargestellt. Danach wird ein Schritt 904e ausgeführt, um den Korrekturkoeffizienten K_V für die Korrektur von θ_{RSB} auf der Basis der Fahrzeuggeschwindigkeit V_B in Übereinstimmung mit der Beziehung, wie in Fig. 8B dargestellt, zu erhalten, und ein Schritt 904f wird ausgeführt, um den Endhinterradenlenkwinkelbefehlswert θ_{RS} als $\theta_{RS} = K_V \cdot \theta_{RSB}$ zu berechnen.

Danach, unter Rückkehr auf die Arbeitsvorgänge von Fig. 26, werden die Schritte 906 bis 909 ausgeführt entsprechend den Schritten 506 bis 509 in Fig. 6.

Der Unterschied zwischen der zweiten Ausführungsform und der letztgenannten Ausführungsform ist wie folgt. Obwohl beide hinsichtlich des Nichtvorsehens von Bremsdrucksensoren gemeinsam sind, wird in der zweiten Ausführungsform der Ausgangswert P_y auf der Basis von P_{xo} und P_{MEDx} zur Zeit der Steuerung erhalten, die vorbestimmt sind, und dann wird P_x sukzessive erhalten unter Verwendung von P_{max} und P_{min} , um so näher zu sein als der tatsächliche Hydraulikdruck, wie in Fig. 12 gezeigt. Daraus folgt, daß die Bremsdrücke unter Verwendung von P_x erhalten werden können unbeachtlich des Nichtvorsehens der Bremsdrucksensoren. Andererseits wird in der letztgenannten Ausführungsform die Öffnungszeit (t_L) des Solenoidventils erfaßt und der Hydraulikdruck nach einer bestimmten Zeit wird auf der Basis des Ausgangswerts gemäß der oben genannten Gleichung (21) erhalten. Somit ist ein wichtiger Unterschied der letztgenannten Ausführungsform im Bezug auf die zweite Ausführungsform das Schätzen des Hydraulikdruckes von der Öffnungszeit des Solenoidventils. Dieser Unterschied bringt den Vorteil, daß aufgrund der Verwendung des Ausgangssignals von einer Bremssteuerungseinheit zu dem Bremsolenoidventil es möglich ist, die Lenksteuerungseinheit von der Bremssteuerungseinheit zu trennen. Dies erfordert somit nicht die Änderung der Bremssteuerungseinheit für die Lenksteuerungseinheit.

- Leersseite -

X

L. 41
 41

3826982

NACHGERECHT

FIG. 1

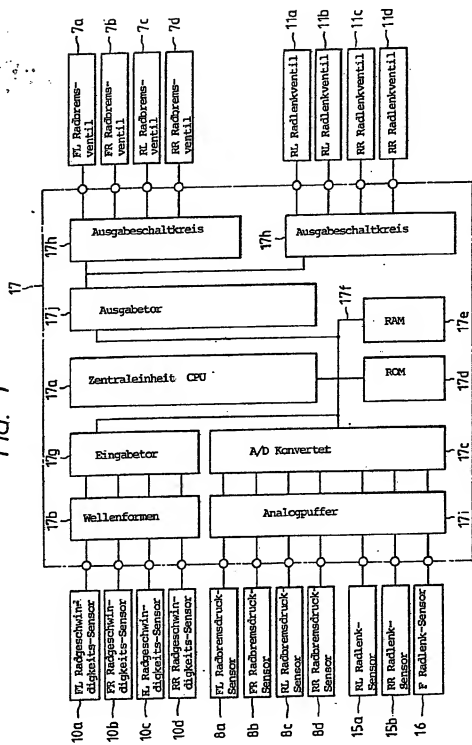
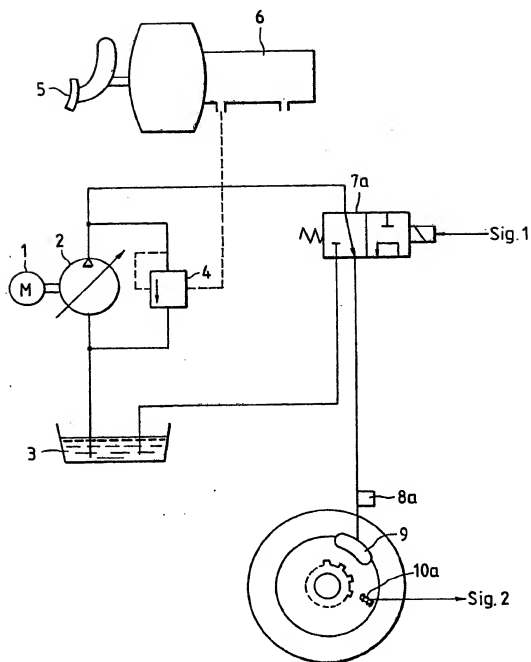


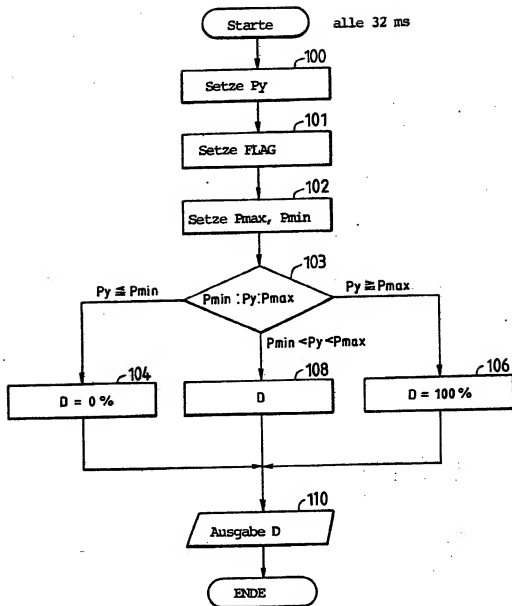
FIG. 2



3826982

NACHGERECHT

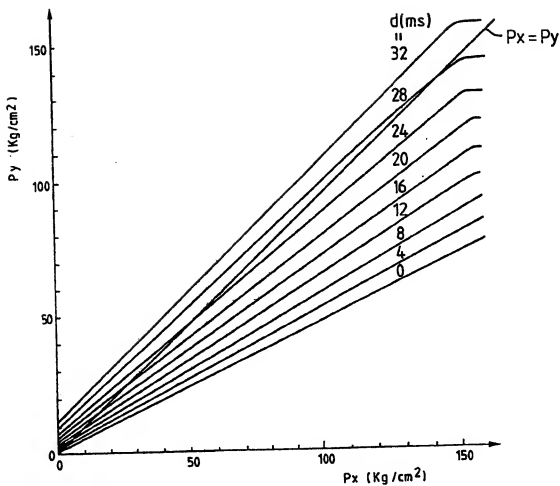
FIG. 3



3826982

NACHGEFICHT

FIG. 4



3826982

NACHGEFEIGT

FIG. 5

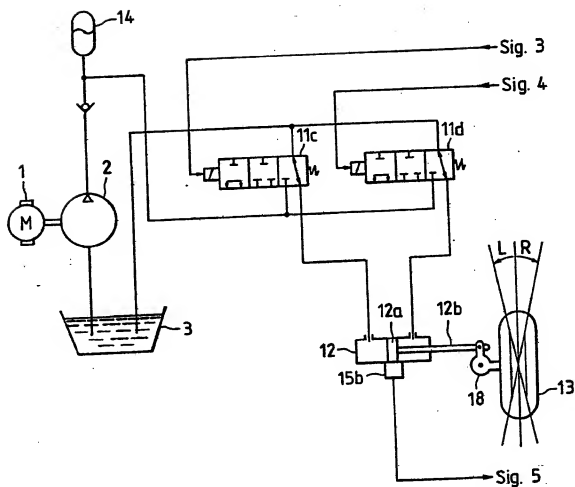
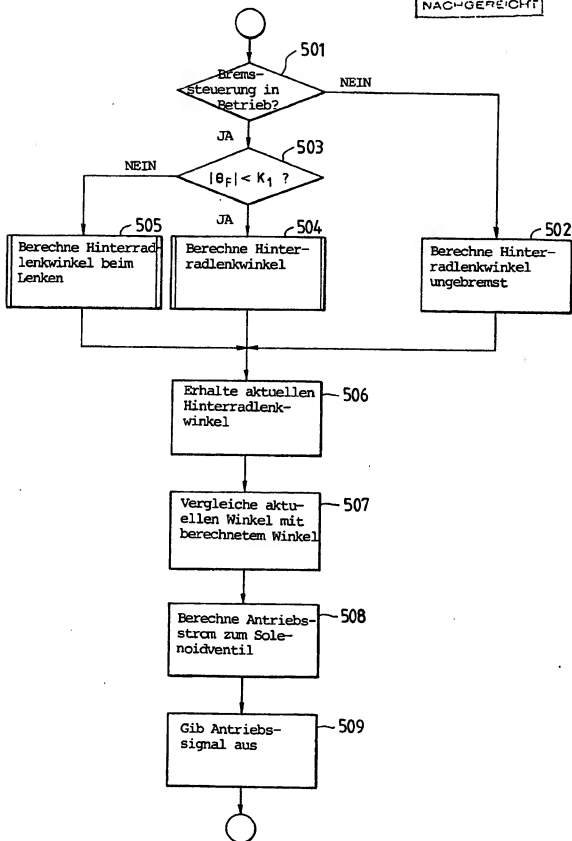


FIG. 6

NACHGERICHT



3826982

NACHGERECHT

FIG. 7

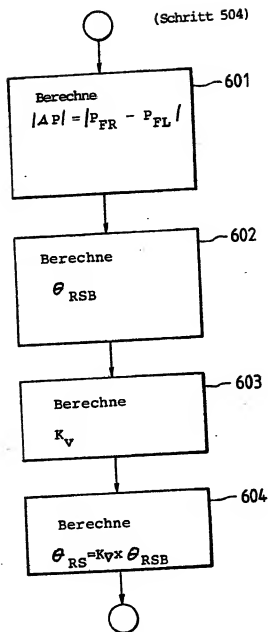


FIG. 8A

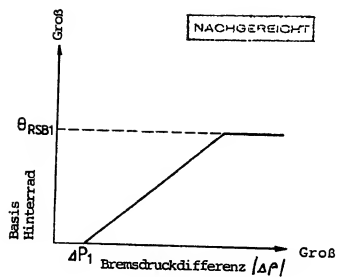


FIG. 8B

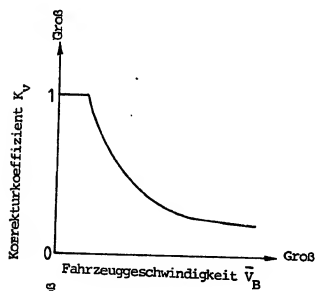
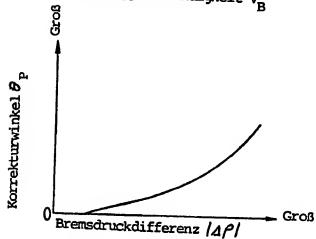


FIG. 8C



NACHGEZEICHT

FIG. 9

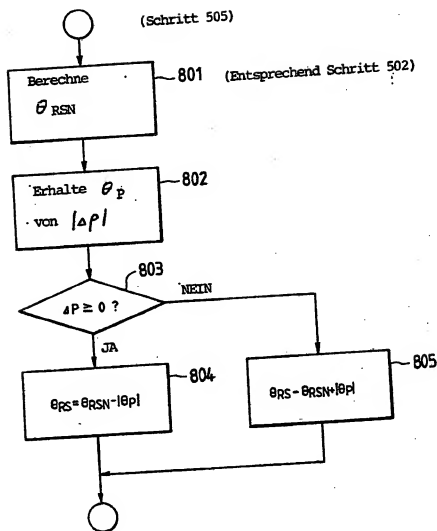


FIG. 10

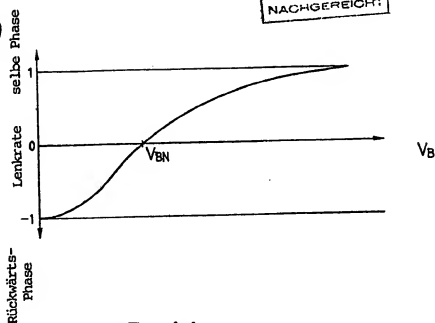
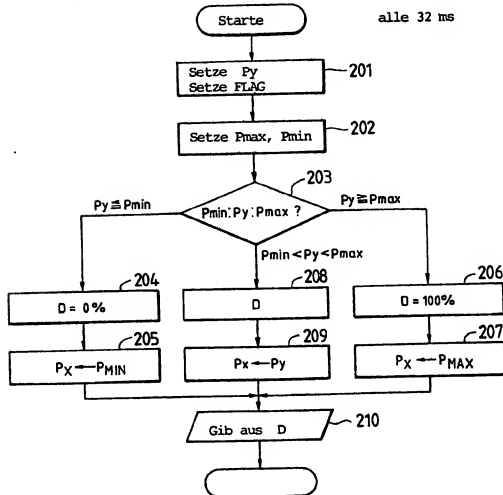


FIG. 11



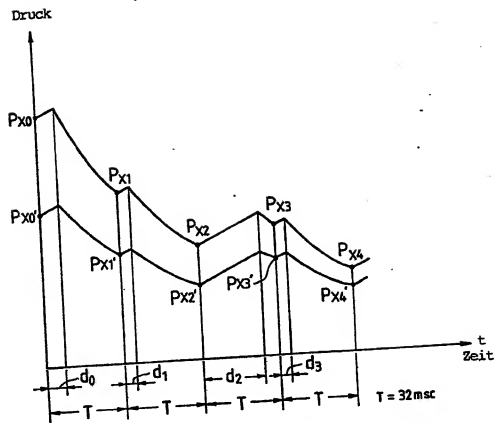
17.10.66

57

3826982

NACHGEFICHT

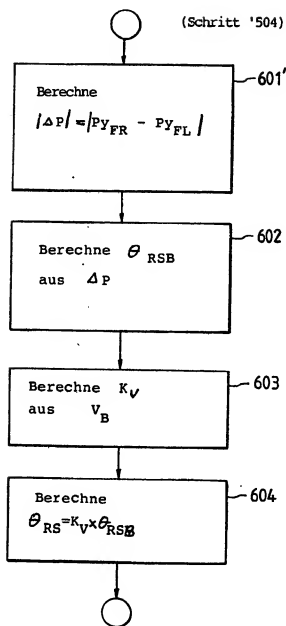
FIG. 12



X

NACHGEZEICHT

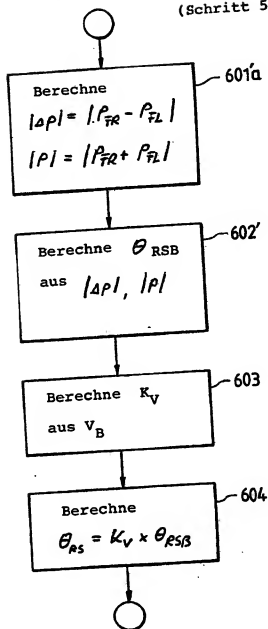
FIG. 13



NACHGEZEIGT

FIG. 14

(Schritt 504)



NACHGEREICHT

FIG. 15A

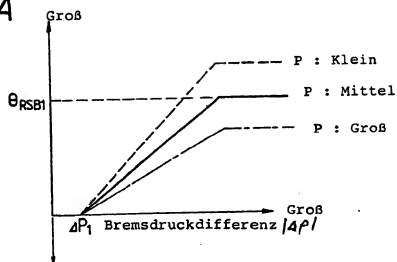


FIG. 15B

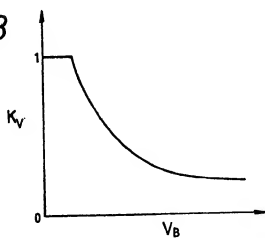
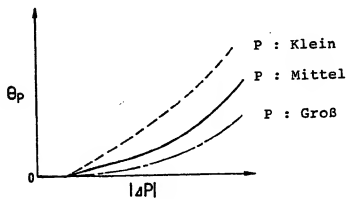
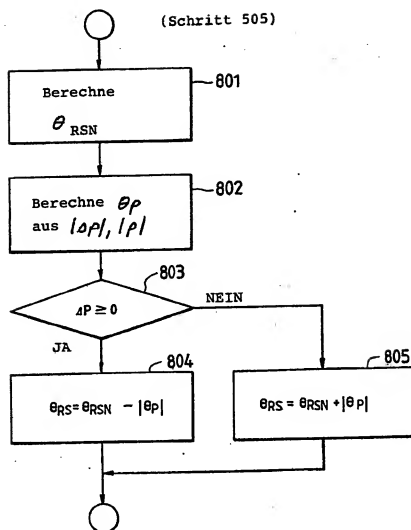


FIG. 15C



NACHGEREICHT

FIG. 16



NACHGEFÜHRT

FIG. 17A

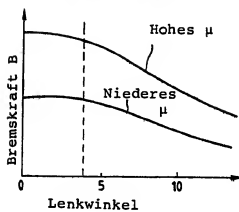


FIG. 17B

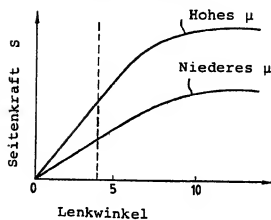
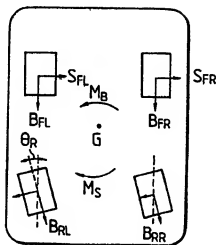


FIG. 18



NACHGERECHT

FIG. 19

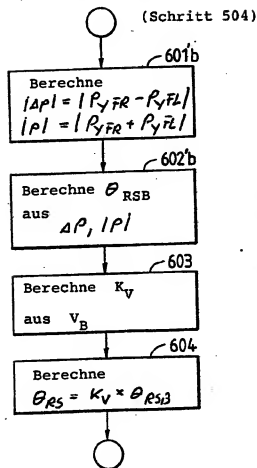
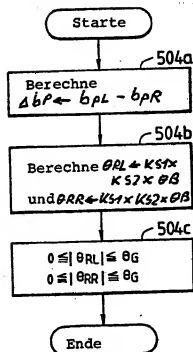


FIG. 20



3826982

NACHGEZEICHT

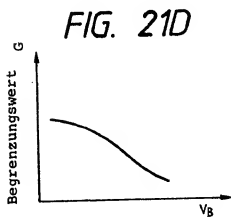
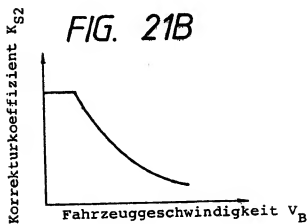
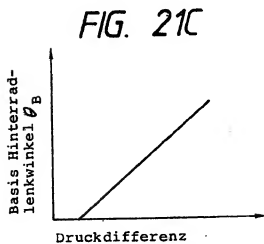
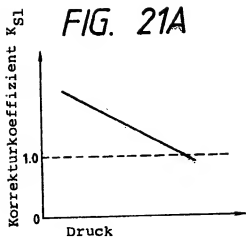


FIG. 22

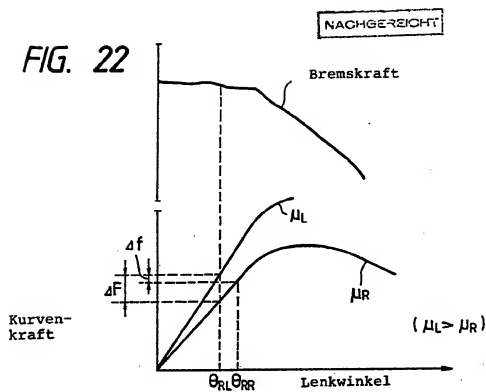
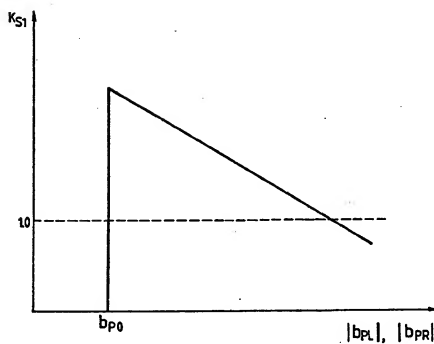


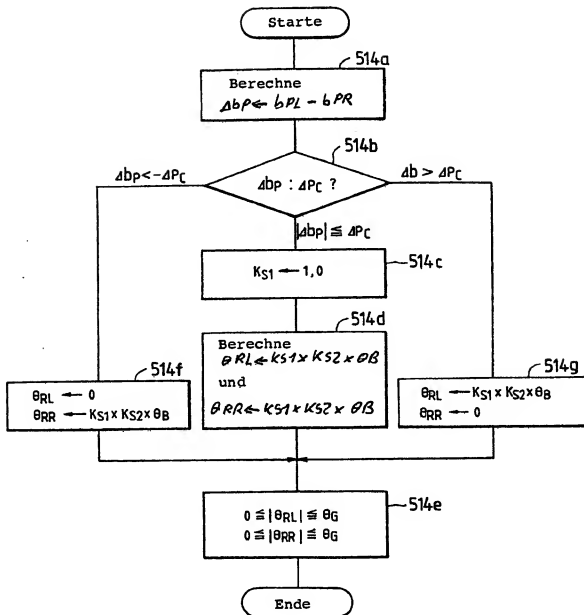
FIG. 23



3826982

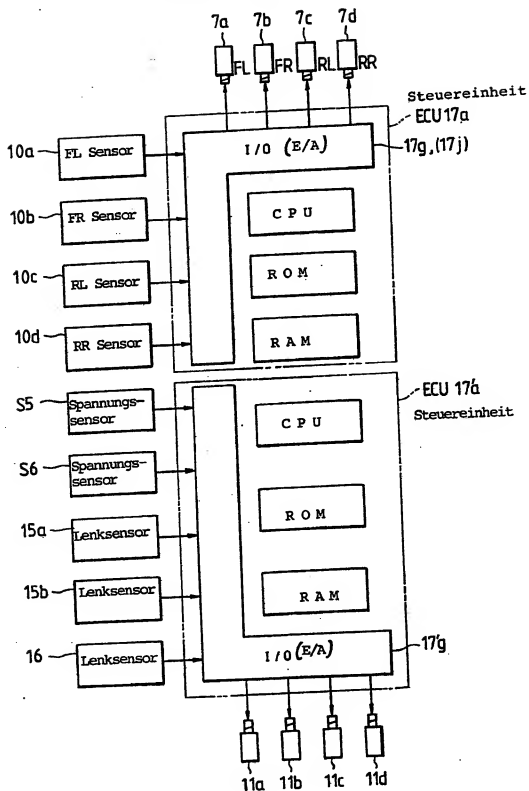
NACHGEFICHT

FIG. 24



NACHGEREICHT

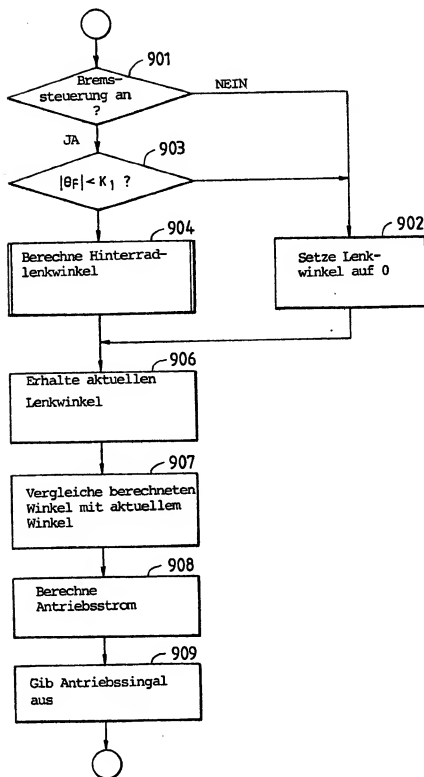
FIG. 25



3826982

NACHGEHEICHT

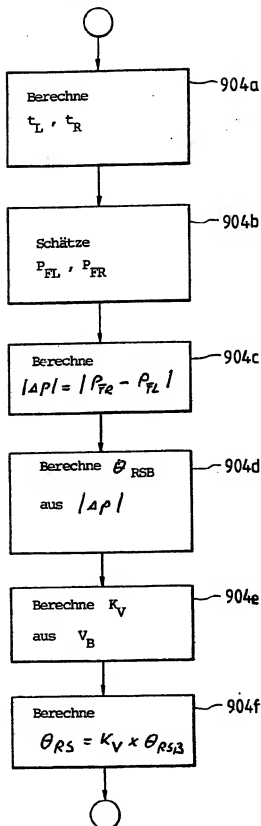
FIG. 26



3826982

FIG. 27

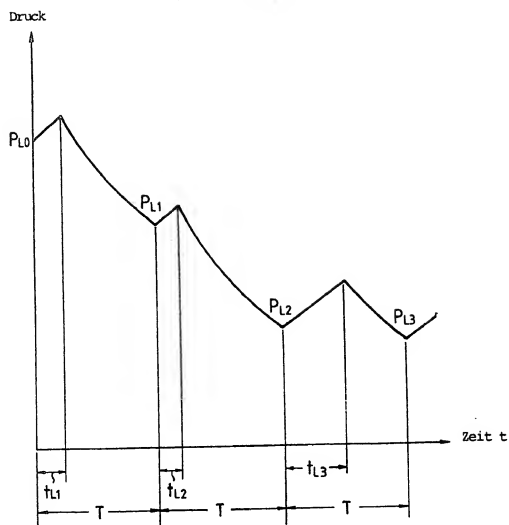
NACHGEREICHT



3826982

NACHGERICHT

FIG. 28



X

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☒ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☐ FADED TEXT OR DRAWING
- ☐ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☒ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.